

産業用ロール以外の嵌合技術： 圧入によるローラチェーンの疲労強度向上について

野田 尚昭・佐野 義一・高瀬 康・堀田 源治

はじめに

先の解説では、焼嵌めで構成されるスリーブ組立式圧延用ロールにおける技術的課題を取り扱った。熱間圧延に使用されるロールに関して、軸部と胴部が一体化した中実式ロールが主流であるが、その構造を、シャフトをスリーブに焼嵌めする、スリーブ組立式ロールに移行する考え方がある。多くの利点があるため、一部実用化もなされているが、一方で、いくつかスリーブロールに固有の問題も知られている^{1)~6)}。これまでの解説では、焼嵌めたスリーブが稼働中に周方向にずれる「スリーブすべり」の問題と、荷重を取り除いた後に曲げ変形が残る「残留曲げ変形」の問題を取り扱った。また、すべり傷が生じた場合のスリーブロールの疲労強度⁶⁾を中実ロールの疲労強度⁷⁾とも比較して考察した。

スリーブロールのような、軸と穴の嵌合締結に関して、最もよく知られた例として、鉄道車両の車軸と車輪の嵌合が挙げられる。車軸の圧入部分で疲労破壊が発生するため、車軸と車輪の嵌合に関しては、古くから研究がなされてきた。このように、ロール以外の分野の技術的課題を知ることは、嵌合技術の本質を理解する上でも必要と考えられる。そこで本稿では、ロール以外の嵌合技術として、筆者らが最近取り扱ったローラチェーンの疲労強度向上に関して、その圧入部に注目して考察した研究について解説する。

図1にローラチェーンの概略図を示す。ローラ

チェーンは5本の部材から構成されており、それは、図1(a)に示す①ピン、②ブシュ、③内プレート、④外プレート、⑤ローラの5つである。このような、ローラチェーンは、コンベヤ、オートバイ、自転車などのさまざまな種類の産業機械で、機械動力を伝達する目的で広く使用される。動力源に接続された sprocket の噛み合いにより、駆動力は直接チェーンに伝達される。ベルトドライブに比べて伝動容量が大きく、すべりが少なく、伝動効率が低い。また、ベルトの長さは運転開始後の調整はできないのに対して、ローラチェーンの長さは必要に応じて長さを調整することも可能である。このようなローラチェーンの長所は、鉄鋼、自動車、化学、食品、エレクトロニクスなど幅広い産業分野で生かされている。

ローラチェーンは種々の環境下で使用されており、それらの寿命を向上させるため、高強度部品の導入や耐摩耗性を向上させる新技術の適用など、多大の努力が行われてきた^{11)~45)}。例えば、従来の摩耗試験は、実機を使用することが多く、膨大な試験時間とコストを要するため、最近、斉藤らによって、わずかな部品で構成される新しい摩耗試験機が開発された⁴¹⁾。この摩耗試験機は、ローラチェーンを使用する際の摩耗が生じるメカニズムに基づいて設計がなされている。従って、得られる結果のばらつきは小さく、摩耗評価における時間とコストを顕著に削減できる。一方で、種々のローラチェーンの疲労強度は、依然として、圧入構造を有する外プレート、内プレートの強度で決まるとされている。つまり、その稼働中に、

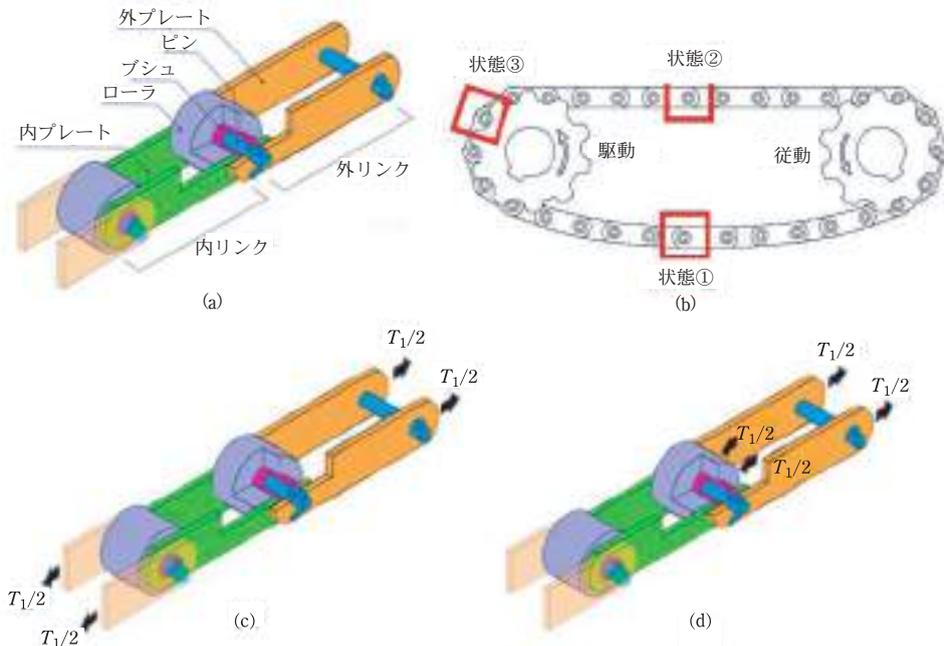


図1 ローラチェーンの模式図。(a) 圧入状態、すなわち外力が加わっていない状態(状態①)、(b) ローラチェーン駆動システム、(c) 引張状態(状態②)、(d) スプロケット噛み合い状態(状態③)。

ブシュを圧入する内プレート、ピンを圧入する外プレートに疲労き裂が発生し、最終破断に至ることが、現在でも避けられていない。

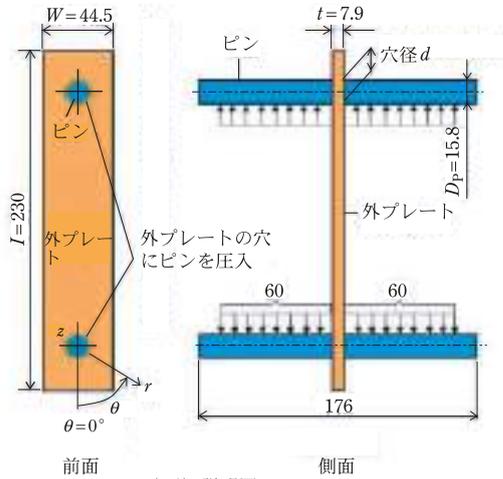
このように、圧入部の疲労破壊が依然として生じる1つの理由として、「圧入される側」に着目した研究が少ないことが挙げられる。さきにも述べたように、嵌合締結として、鉄道車両の車軸と車輪の嵌合が有名であるが、この場合は「圧入する側」の車軸の嵌合部で疲労破壊が生じる。すなわち、嵌合部の疲労研究のほとんどは、車軸(「圧入する側」のブシュ・ピン・シャフトに対応)の破損対策に焦点が当てられており^{46)~51)}、車輪(「圧入される側」のプレート・スリーブに対応)の破損を扱った研究は見当たらない。一方、図1に示すローラチェーンでは、「圧入される側」の車輪に相当する外プレート、内プレートで疲労破壊が起こる。より正確には、「圧入する側」のピンにも疲労き裂が生じるが、ピンに割れが生じても、プレートが破損しなければ、チェーンはそのまま使用できる。よって、ピンの破断はほとんど問題とならず、プレートの疲労破壊が常に問題となる。このように、

「圧入される側」に着目した研究がほとんどないことから、車輪に対応する内プレート・外プレートの疲労強度については、以下を除いて参考になる研究がほとんど見当たらない。なお、ローラチェーンと同様に、先の解説で取り扱ったスリーブ組立式ロールのスリーブすべりにおいても、「圧入する側」のシャフトの破損ではなく、「圧入される側」のスリーブの破損が問題となる。

かなり以前に行われた、水野らの研究では、圧入プレートに着目し、まず圧入ピンを備えた軸対称の厚肉円筒の解析が行われた。その結果、圧入により応力振幅が減少し、疲労限度が改善されることが示された^{42)~44)}。このような軸対称モデルでは図1のような一軸引張りを扱うことができないため、近年、3次元FEM解析によって、焼嵌め応力が考察されるようになった⁴⁵⁾。筆者らも、まず、図1(a)のローラチェーンの全体構造を解析し、作動時の圧入部品の最大応力と最小応力を特定した。その結果、実際のローラチェーン全体を考慮した場合、最も危険な部品は外プレートと内プレートであることが確認された⁴⁰⁾。

上記のように、ローラチェーンの疲労強度については、圧入条件を変化させた定量的議論が不十分であった。これは、図1(a)の全体の疲労強度は、各部品のみならず製造誤差にも大きく影響され、圧入の影響を実験的に正確に把握することが難し

かったことも大きな理由である。そこで本解説では、疲労強度に及ぼす圧入の効果を明確にするために行われた、図2に示すような、2種類の板状試験片を用いた疲労の実験を紹介する。図2(a)は図1のプレート穴に2本のピンを圧入して外ブ

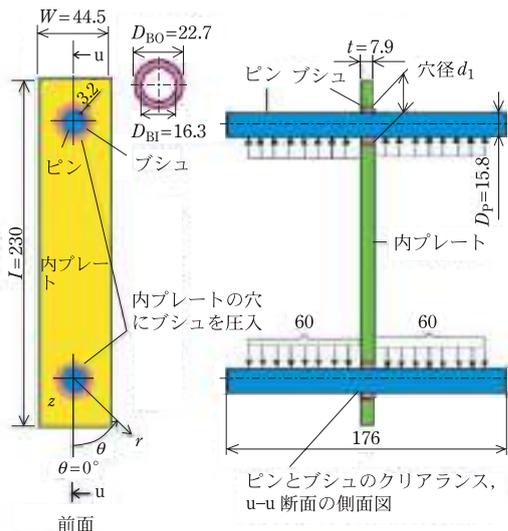


(a-1) 説明図



(a-2) 写真

(a) 実際のローラチェーン(図1)の外プレートとピンを反映したプレートとピンからなる疲労試験片の説明図



(b-1) 説明図



(b-2) 写真

(b) 実際のローラチェーン(図1)の内プレート、ピン、プッシュを反映したプレート、ピン、プッシュからなる疲労試験片の説明図と、圧入部の位置を表示するための角度 θ の定義(表4, 表6, 表7 参照)

図2 疲労強度に及ぼす圧入の影響を調べるための試験片の説明図(単位: mm).

レート模擬した試験片である。また、図2(b)はプレート穴に2本のプッシュを圧入して内プレートを模擬した試験片である。本稿では、これらを用いた実験だけでなく有限要素法(FEM)を用いて圧入率を変化させたときの疲労強度を考察した解析結果も解説する。このような考察の最終的な目標は、ローラチェーンの疲労強度を向上させることである。また、ほぼ同等の疲労強度を得るために、機械設計の観点から、望ましい圧入率についても触れる。つまり、もし、小さな圧入率で同程度の疲労強度が得られるのであれば、その小さな圧入率は、チェーン組立時に圧入部に損傷を与えることなく、圧入をより効率的に行えるため、大きな圧入率よりも望ましいものであると考えられる。

疲労強度に及ぼす圧入の影響を調べるための疲労試験片について

疲労実験は、適切な試験片を使用し、適切な繰返し荷重下で実行する必要がある。図2(a), (b)は、実際のローラチェーン(図1)の外プレート・内プレートの疲労強度向上を最終目的として、準備した試験片である。図2(a)では2本のピンをプレスで圧入している。なお、図2(a)では2本のピンは治具ではなく試験片の一部とみなすべきものである。つまり、外プレートを反映した疲労試験片は2本のピンと外プレートから構成される。図2(b)は、図1の内プレートを調べるためにプレ

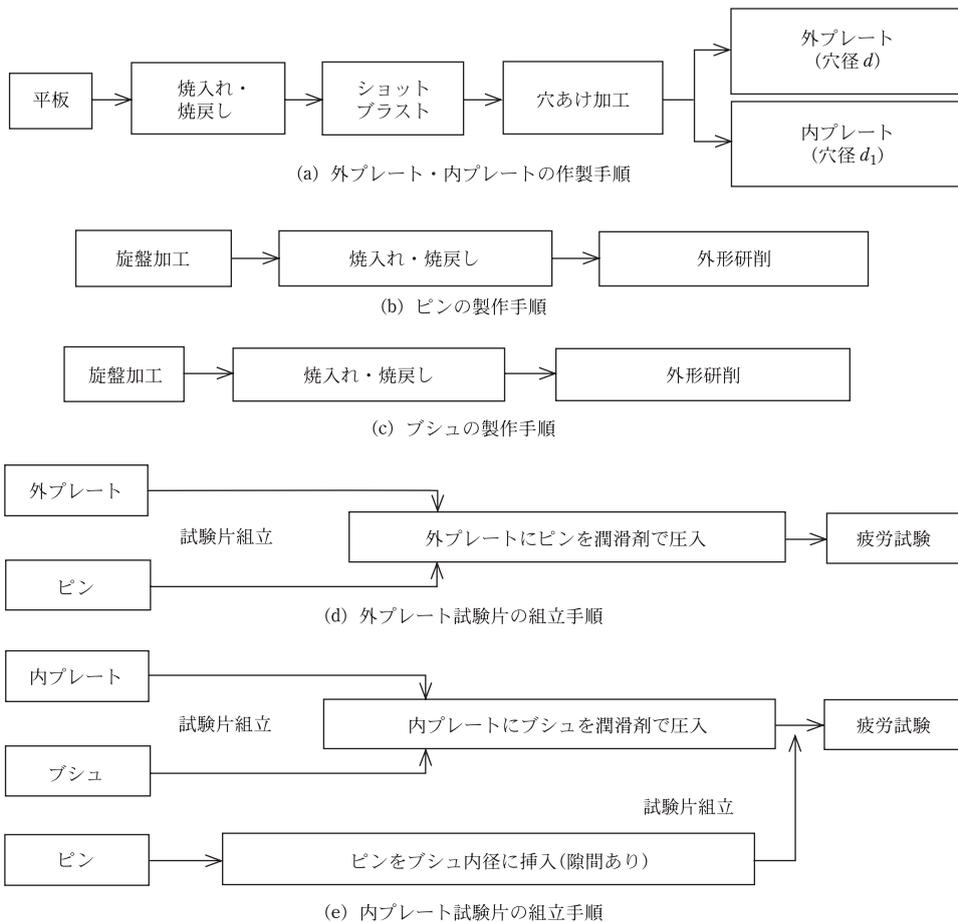


図3 疲労強度に及ぼす圧入の影響を調べるための試験片の製作手順。

ト穴にブシュを2個圧入し、その後ブシュにピンを2本挿入している。つまり、内プレートを反映した疲労試験片は、ブシュ2本、ピン2本、内プレートから構成される。図2において、 d は外プレートの穴径、 d_1 は内プレートの穴径、 W は外プレートおよび内プレートの幅、 t は外プレートおよび内プレートの厚さを示している。また、 D_P はピンの直径、 D_{BO} はブシュの外径、 D_{BI} はブシュの内径を示している。図2(a)に示すように、ピン外径 $D_P=15.8$ mmより小さい径 d の外プレート穴に、ピンを圧入量 $\delta=(D_P-d)$ で圧入している。図2(b)ではブシュ外径 $D_{PO}=22.7$ mmより $\delta=(D_{PO}-d_1)$ だけ小さい径 d_1 の内プレート穴に、ブシュを圧入している。ピン外径 D_P とブシュ内径 D_{BI} のクリア

ランスは0.5 mmである。

図3に、圧入の影響を調べるための疲労試験片の製作手順を示す。ここでは、疲労試験片を構成する4つの構成要素、すなわち(a)プレート、(b)ピン、(c)ブシュの製作手順と、(d)外プレート試験片の組立手順、(e)内プレート試験片の組立手順として示している。図3に示すように、外プレートと内プレートは同じプレートと同じピンを使用しているが、穴径は異なる。表1⁵²⁾には、図2の疲労試験片の構成部品である外プレート、内プレート、ピン、ブシュの焼入れ焼戻し後の材質を示す。実物のローラチェーンと同じ材質を使用している。表2にプレートの化学成分と金属組織を示す。表3には、図2の疲労試験片の圧入率と寸法を示す。

表1 実際のローラチェーン(図1)と疲労試験片(図2)を構成する各部品の機械的性質(同じ材料を使用)。

部品	材料	ヤング率 E (GPa)	ポアソン比 ν	降伏点 σ_y (MPa)	引張強さ σ_B (MPa)	疲労限度 σ_{w0} (MPa)	摩擦係数 μ	硬さ HRC
外/内プレート	SS640(会社標準)	206	0.3	970	1100	440	0.3	34.6
ブシュ	SCM435	206	0.3	1390	1666	666	0.3	48.4
ピン	SCM435	206	0.3	1080	1180	472	0.3	42.2

※疲労限度 σ_{w0} は文献⁵²⁾の $\sigma_{w0}/\sigma_B=0.4$ からの推定値

表2 外プレートと内プレートの化学成分と微細構造。

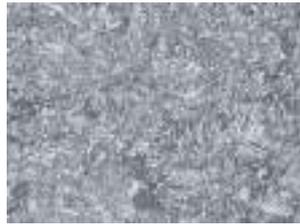
化学成分(%)		熱処理条件		金属組織
C	0.28	焼入れ	バッチ型炉に入れて 870°C, 80分	
Si	0.26			
Mn	1.41			
P	0.015			
S	0.012	焼戻し	バッチ型炉に入れて 510°C, 90分	
Cr	0.17			
Mo	0.02			
Fe	その他			

表3 図2の疲労試験片の圧入率と寸法。

部品	幅 W (mm)	厚さ t (mm)	ピンの直径 D_P (mm)	ブシュの外径 D_{BO} (mm)	ブシュの内径 D_{BI} (mm)	穴径 d (mm)	穴径 d_1 (mm)	$\delta=D_P-d$ (mm)	$\delta=D_{BO}-d_1$ (mm)	δ/D_P ($\times 10^{-3}$)	δ/D_{BO} ($\times 10^{-3}$)
外プレート	44.5	7.9	15.8	—	—	15.80	—	0.00	—	0	—
	44.5	7.9	15.8	—	—	15.76	—	0.04	—	2.5	—
	44.5	7.9	15.8	—	—	15.72	—	0.08	—	5.1	—
	44.5	7.9	15.8	—	—	15.65	—	0.15	—	9.5	—
内プレート	44.5	7.9	15.8	22.7	16.3	—	22.70	—	0.00	—	0
	44.5	7.9	15.8	22.7	16.3	—	22.66	—	0.04	—	1.8
	44.5	7.9	15.8	22.7	16.3	—	22.55	—	0.15	—	6.6
	44.5	7.9	15.8	22.7	16.3	—	22.45	—	0.25	—	11.0

表3に示すように、図2(a)の試験片では、圧入量として $\delta = 0, 0.04, 0.08, 0.15 \text{ mm}$ の4種類を用意して、圧入率 $\delta/D_P = 0, 2.5 \times 10^{-3}, 5.1 \times 10^{-3}, 9.5 \times 10^{-3}$ の違いを調べる。現在、実際のローラチェーンでは圧入率 $\delta/D_P = 9.5 \times 10^{-3}$ が使用されている。 $\delta/D_P = 0$ の場合、ピンの抜け防止のため、図4(a)のようにピンの両端をナットで固定する。同じ防止策を図2(b)の試験片にも使用する。図2(b)では、 $\delta = 0, 0.04, 0.15, 0.25 \text{ mm}$ の4種類の圧入量を設け、圧入率 $\delta/D_{B0} = 0, 1.8 \times 10^{-3}, 6.6 \times 10^{-3}, 11.0 \times 10^{-3}$ の違いを調べる。現在、実際のローラチェーンでは圧入率 $\delta/D_{B0} = 6.6 \times 10^{-3}$ が使用されている。

本研究では、これらの圧入率の影響を正確に明らかにするために、熱処理後に圧入部を機械加工し、正確な圧入率が得られるようにしている。このように、熱処理後に圧入部品を機械加工することで、熱処理変形の影響を排除している。冷間圧入時のカジリを軽減するため、圧入時にピン径

とブッシュ外径に油を塗布している。実際のローラチェーンを製造する場合、熱処理の前に圧入部を機械加工している。熱処理後の圧入部品の加工では、硬度の高い材料の加工が必要となるためである。

実際のローラチェーンに疲労破壊を生じさせる荷重の変化について

金属疲労は主として応力振幅すなわち部材が受ける荷重の変化によって生じる。よって、疲労実験は、適切な試験片を使用するだけでなく、実際のローラチェーンが受ける荷重差を反映した、適切な繰り返し荷重の下で実行する必要がある。すなわち、図2の試験片の負荷条件を、図1の実際のローラチェーンが受ける負荷を反映して決定する。まず、図1に示す、実際のローラチェーンが受ける負荷状態は次の3種類に分類される。すなわち、「図1(a)の圧入状態①」、「図1(c)の引張状態②」、「図1(d)の噛み合い状態③」の3つ

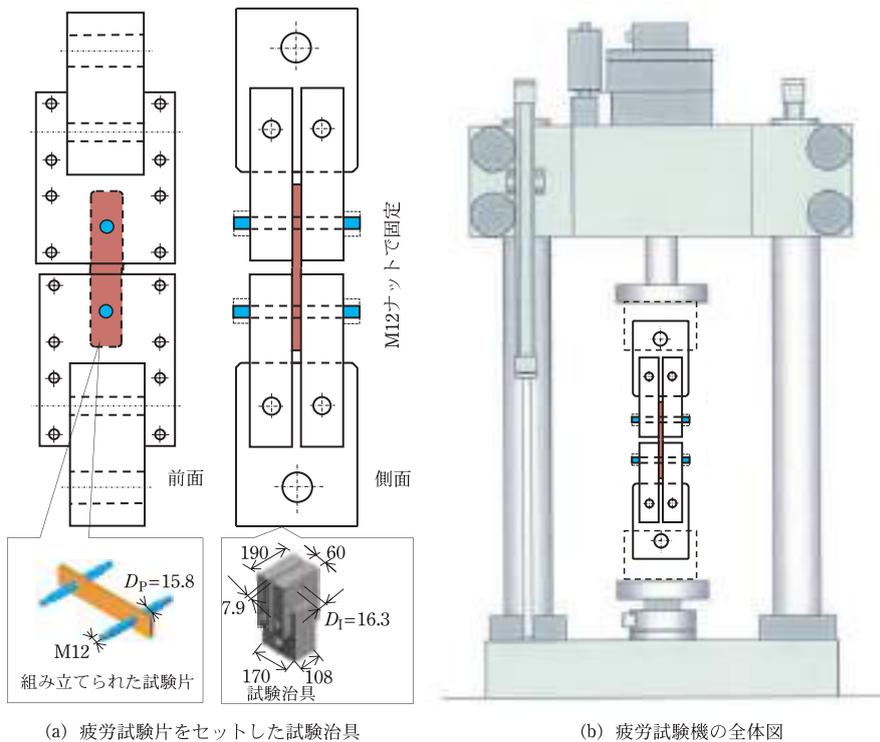


図4 図2の疲労試験片の圧入率と寸法。試験治具と疲労試験機の概略図(単位: mm)。

の状態である。図1(a)は外力が加わっていない状態①を示している。この状態では、外プレートにピンを、内プレートにプシュを圧入した圧入応力のみが作用する。この圧入状態①、すなわち無負荷状態は、チェーン③の噛み合い状態の後に開始される。図1(c)は外プレートと内プレートに引張力が加わった状態②を示している。ピンは主に両プレートからせん断荷重を受け、プシュは主にリンクプレートから曲げを受ける。図1(d)は、スプロケットの歯によって、ローラが押されている噛み合い状態③を示している。実際のローラチェーンの疲労破壊は、①の状態、②の状態、③の状態の違いによる応力変化によって発生する。付録Aに示すように、先に行った解析によって、①と②の状態の違いによって生じる、内外プレートに発生する応力振幅が最も大きいことが示されている⁴⁰⁾。したがって、金属疲労を引き起こす応力振幅が発生する状態①と状態②の違いを反映して疲労実験を行う必要がある。

圧入構造を有する疲労試験片の荷重条件

疲労強度に及ぼす圧入の影響を明らかにするために、繰返し荷重 $F = F_{\min} \sim F_{\max}$ の下で疲労実験を実施する。ここで、最小荷重 $F = F_{\min}$ は、図1の外部荷重のない圧入状態①に相当する。最大荷重 $F = F_{\max}$ は、図1の引張状態②に相当する。実際のローラチェーンの運転を考慮して、疲労実験は片振幅荷重下で実施する必要がある。最大荷重 F_{\max} はローラチェーンの使用条件によって、 $F_{\max} = 25 \sim 80 \text{ kN}$ の範囲で変化する。一方、最小荷重 F_{\min} を $F_{\min} = 3 \text{ kN} \div 0$ と固定してよい、つまり、応力比 $R = F_{\min}/F_{\max}$ は、使用条件に応じて F_{\max} に応じて変化する。新たに定義した公称応力(後述する式(6))を用いると、最小荷重 $F_{\min} = 3 \text{ kN}$ に相当する最小公称応力は $\sigma_{n\min} = 13 \text{ MPa}$ となる。最大公称応力は最大荷重 $F_{\max} = 25 \sim 80 \text{ kN}$ に相当する最大公称応力は $\sigma_{n\max} = 110 \sim 352 \text{ MPa}$ の範囲で変化する。このと

き、応力比 $R = \sigma_{n\min}/\sigma_{n\max} = 0.036 \sim 0.12$ の範囲で9段階の疲労実験を実施する。

圧入の疲労強度を明らかにするための疲労実験

稼働中のローラチェーンでは、図1の引張荷重状態②と圧入除荷状態①の差から最大応力振幅が現れる⁴⁰⁾。これら2つの状態を考慮して、疲労実験は片振幅引張交番荷重下で実行される。図4に試験治具、疲労試験片、疲労試験機を示す。ここで D_1 は試験治具の穴径である。図4(a)に示すように、試験機の試験治具の穴(穴径 $D_{BI} = 16.3 \text{ mm}$)にピン(外径 $D_P = 15.8 \text{ mm}$)を挿入する。ピン挿入後、ピン両端のネジ部をナットで締め付け、内プレートと試験治具との間に隙間がほとんどないようにする。ナットを約 $10 \text{ N} \cdot \text{m}$ のトルクで締め付けると、ピンの軸力は約 5.6 kN となり、応力は 28 MPa と無視できるほど小さくなる。内プレートの試験片も同様である。図4(b)に示すように、試験片を備えた2つの試験治具を疲労試験機に組み付ける。疲労試験機の油圧モーターにより試験治具が上下に移動する。試験周波数は 10 Hz に固定され、疲労限度は破壊までの繰返し数 $N_f = 10^7$ で評価される。破壊が発生し、上部試験治具と下部試験治具の間の距離が、最大荷重時の位置より 10 mm 大きくなるとき疲労試験を停止させる。

外プレートにおける公称応力の定義

穴や切欠きの問題では、公称応力は穴や切欠きを含まない範囲の断面積から定義され、その妥当性は明確である。一方、圧入構造においては、どのような公称応力を用いればよいか、あまり明確ではない。よって、ここでは、ローラチェーンの設計に適した圧入構造の公称応力の定義を検討する。図5(a-1)に外プレートにピンを圧入した際の応力分布 $\sigma_\theta(r)$ を示している。図5(a-1)に示すように、圧入によりピン ($r = 0 \sim d/2$ の範囲)には圧縮応力 $\sigma_\theta(r) < 0$ が発生し、外プレート ($r = d/2 \sim$

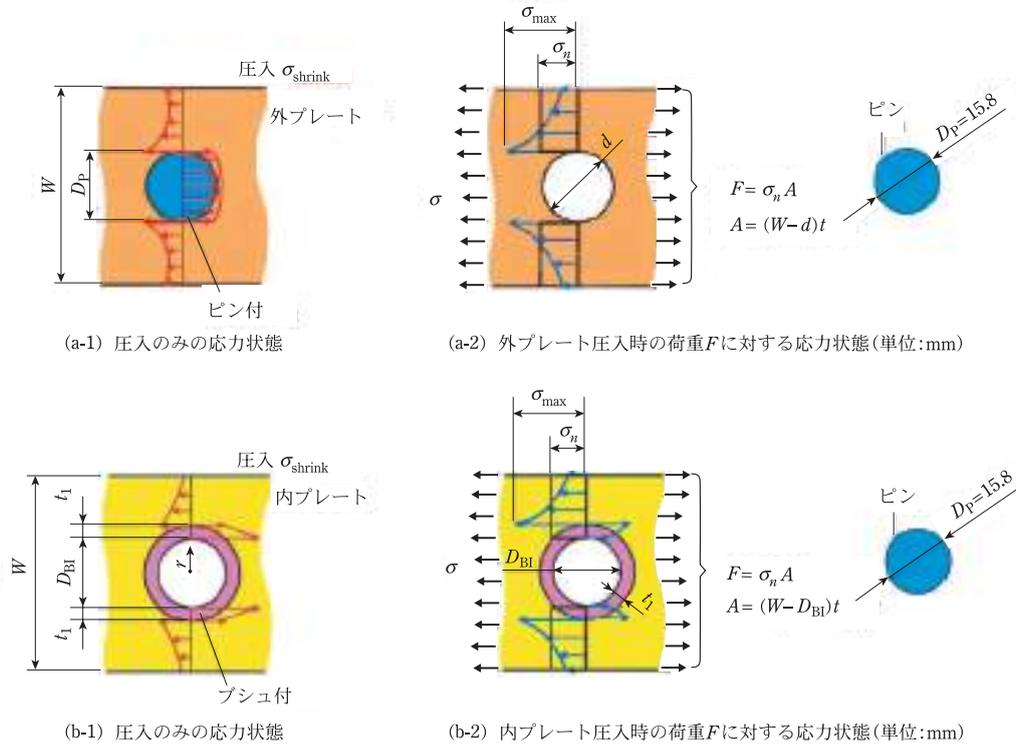


図5 ローラチェーンの設計に適した公称応力の定義(式(3)、式(6))の説明図。

$W/2$ の範囲)には引張応力 $\sigma_{\theta}(r)$ が発生する。それらは釣り合っており、その釣り合い条件は式(1)で表される。ここで、 d は外プレートの穴径、 W は外プレートの幅である。

$$-\int_0^{d/2} \sigma_{\theta}(r) dr = \int_{d/2}^{W/2} \sigma_{\theta}(r) dr \quad (1)$$

$$\int_0^{W/2} \sigma_{\theta}(r) dr = 0 \quad (2)$$

図5(a-2)にピンを圧入した外プレートにピンから引張荷重 F が加わったときの応力分布を示している。公称応力を明確にするために、実際にはピンから引張荷重 F が作用するが、図5(a-2)では穴あき外プレートに引張荷重 F が作用する場合を示している。ピンのない穴あきプレートの場合、外プレートの公称応力 σ_n は式(3)で定義される。ここで、 A は外プレートの最小断面積であり、外プレートの厚みを t とすると、 $A = (W - d)t$ で表される。

$$\sigma_n = \frac{F}{A} = \frac{F}{(W - d)t} \quad (3)$$

内プレートにおける公称応力の定義

内プレートの公称応力については、圧入されるブシュが負担する応力を正確に把握する必要がある。図5(b-1)にブシュを内プレートに圧入した際の応力分布 $\sigma_{\theta}(r)$ を示す。図5(b-1)に示すように、圧入により $r = D_{BI}/2 \sim D_{BI}/2 + t_1$ の範囲のブシュには圧縮応力 $\sigma_{\theta}(r) < 0$ が発生し、 $r = D_{BI}/2 + t_1 \sim W/2$ の範囲の内プレートには引張応力 $\sigma_{\theta}(r) > 0$ が生じる。これらは釣り合っており、その釣り合い条件は式(4)で表される。ここで、 D_{BI} はブシュの内径、 t_1 はブシュの厚さ、 W は内プレートの幅を示す。

$$-\int_{D_{BI}/2}^{D_{BI}/2+t_1} \sigma_{\theta}(r) dr = \int_{D_{BI}/2+t_1}^{W/2} \sigma_{\theta}(r) dr \quad (4)$$

$$\int_{D_{BI}/2}^{W/2} \sigma_{\theta}(r) dr = 0 \quad (5)$$

応力分布をわかりやすく説明するために、実際の試験片にはピンから引張荷重がかかっているが、

プレートに直接引張応力が加わった場合を図5(b-2)に示す。ここで、注意することは、引張荷重 F は内プレートだけでなくブシュにも作用することである。つまり、ブシュの内径を D_{BI} 、内プレートの厚みを t とすると、最小断面積 $A=(W-D_{BI})t$ にピンからの引張荷重 F がかかる。引張荷重 F 下の最小断面積 A における公称応力は、式(6)で定義できる。

$$\sigma_n = \frac{F}{A} = \frac{F}{(W-D_{BI})t} \quad (6)$$

このように、実際のローラチェーンでは、ブシュを含むすべての部分にピンから引張荷重 F がかかる。それにもかかわらず、公称応力 σ'_n 式(7)がよく用いられている⁵³⁾。この式(7)は、ブシュを除いた内プレートのみ引張荷重 F がかかることを前提としている。このような誤解が生じた一因として、図5(b-2)に示すように、内

プレートの穴 $r=D_{BI}/2+t_1$ に最大応力 σ_{max} が現れることが挙げられる。ここで、 t_1 はブシュの厚みである。式(7)を用いると、引張荷重 F の一部がブシュにかかることが考慮されていないため、公称応力は過大評価される。

$$\sigma'_n = \frac{F}{(W-D_{BI}-2t_1)t} \quad (7)$$

式(6)で新たに定義した公称応力を用いて、繰返し荷重 $F=F_{min}, F_{max}$ のもとで疲労実験を行う。ここで、最小荷重 F_{min} は $F_{min}=3$ kN に固定され、最大荷重 F_{max} は $F_{max}=25\sim 80$ kN に設定される。この場合、最小公称応力は $F_{min}=3$ kN で $\sigma_{nmin}=13$ MPa、最大公称応力 $\sigma_{nmax}=110\sim 352$ MPa ($F_{max}=25\sim 80$ kN) となる。疲労試験は応力比 $R=\sigma_{nmin}/\sigma_{nmax}=0.036\sim 0.12$ の範囲の9段階で実施する。

外プレートの疲労限度

圧入率を変化させて、外プレートと内プレートの応力振幅 $\sigma_a=(\sigma_{nmax}-\sigma_{nmin})/2$ に対する疲労限

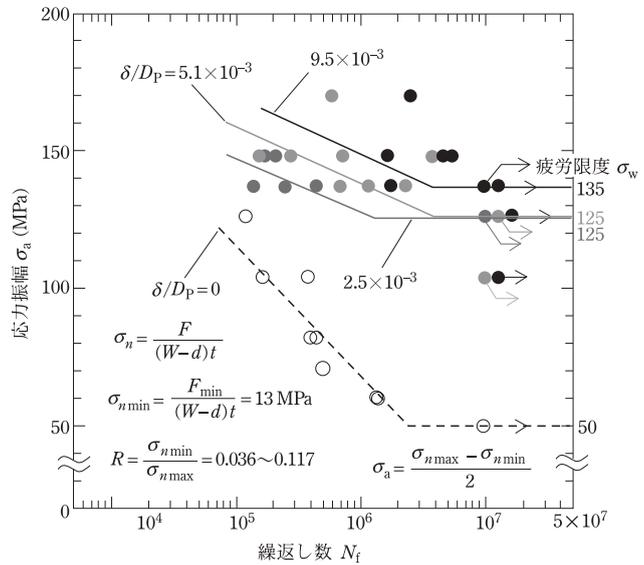


図6 図2(a)の外プレート試験片のS-N線図。ピンの圧入率 $\delta/D_P=9.5 \times 10^{-3}$ が実際のチェーンで使用されている。

度を議論する。まず、外プレートに関して、表4に圧入率を変化させた場合の破壊までの繰返し数 N_f を示す。圧入率が大きいほど N_f のばらつきが大きくなる。表4では、図2で定義した θ を用いて、圧入部に疲労き裂が発生した位置を $\theta=\theta_f$ として示している。表4より、破断位置は $\theta_f=80\sim 120^\circ$ の範囲にある。

図6に圧入率 δ/D_P を変化させたときのS-N線図を示す。圧入率 $\delta/D_P=0$ では、疲労限度 $\sigma_w=50$ MPa であるが、圧入率 $\delta/D_P \geq 2.5 \times 10^{-3}$ では疲労限度は $\sigma_w \approx 130$ MPa となり、圧入時の疲労限度の2倍以上となる。この結果から、圧入はローラチェーンの疲労限度の向上に有効であることがわかる。ここで、 $\delta/D_P \geq 2.5 \times 10^{-3} \sim 9.5 \times 10^{-3}$ の範囲では、疲労限度 σ_w の変動が8%未満であり、その違いは小さいことに注意する必要がある。つまり、現状のローラチェーンで使用されている圧入率 $\delta/D_P=9.5 \times 10^{-3}$ を下げることが実用上有用である。それは、 δ/D_P が小さい場合は嵌合部に油を塗布せずに圧入可能であるためで、小さい圧入率でも同じ疲労強度を維持でき、また、潤滑作業の軽減につながるため望ましい。今回の

表4 外プレートの破損までの繰返し数. σ_a : 応力振幅, θ_f : 図2の θ で定義される破断位置.

ピンの圧入率 $\delta/D_P(\times 10^{-3})$	試験片番号	σ_a (MPa)	$R = \sigma_{nmin}/\sigma_{nmax}$	破壊までの繰返し数 $N_f(\times 10^6)$	θ_f (°)
9.5 (実際のチェーンで使用されている圧入率)	9.5-1	170	0.036	2.52	110
	9.5-2	148	0.042	4.60	100
	9.5-3	148	0.042	1.63	80
	9.5-4	148	0.042	5.43	80
	9.5-5	148	0.042	5.28	120
	9.5-6	137	0.045	1.78	115
	9.5-7	137	0.045	10 (破壊なし)	—
	9.5-8	137	0.045	10 (破壊なし)	—
	9.5-9	126	0.049	10 (破壊なし)	—
	9.5-10	104	0.058	10 (破壊なし)	—
5.1	5.1-1	170	0.036	0.58	120
	5.1-2	148	0.042	3.96	120
	5.1-3	148	0.042	0.71	100
	5.1-4	148	0.042	0.16	115
	5.1-5	148	0.042	0.28	115
	5.1-6	137	0.045	0.71	120
	5.1-7	137	0.045	1.19	95
	5.1-8	137	0.045	2.33	120
	5.1-9	126	0.049	10 (破壊なし)	—
	5.1-10	104	0.058	10 (破壊なし)	—
2.5	2.5-1	148	0.042	0.21	120
	2.5-2	148	0.042	0.30	110
	2.5-3	137	0.045	0.24	100
	2.5-4	137	0.045	0.14	110
	2.5-5	137	0.045	0.25	120
	2.5-6	137	0.045	0.44	90
	2.5-7	126	0.049	10 (破壊なし)	—
0	0-1	126	0.049	0.12	90
	0-2	104	0.058	0.38	95
	0-3	104	0.058	0.16	90
	0-4	82	0.073	0.39	95
	0-5	82	0.073	0.45	100
	0-6	71	0.083	0.50	95
	0-7	60	0.097	1.34	95
	0-8	60	0.097	1.40	85
	0-9	49	0.12	10 (破壊なし)	—

表5 外プレートに圧入されたピンの圧入率 δ/D_P と圧力したピンのき裂発生率.

$\delta/D_P(\times 10^{-3})$	ピン数		ピンのき裂発生率 (%)
	調査されたピンの数	き裂があるピンの数	
9.5	16	14 (6 [※])	88
5.1	14	6	43
2.5	12	0	0
0	8	0	0

※き裂が発生した14本のピンのうち、疲労限度の応力が負荷された外プレートでは、最終破断に至らない場合でも、それに圧入された6本のピンには疲労き裂が生じている。

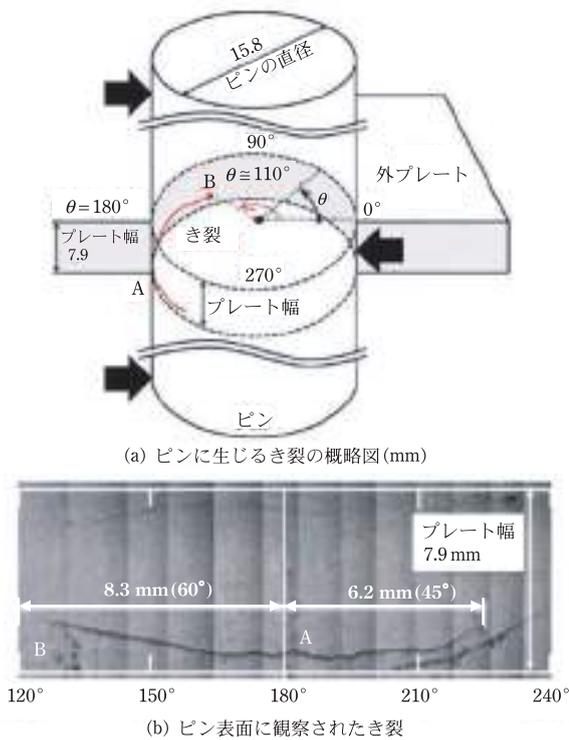


図7 ピンに観察されたフレッチング疲労き裂の説明図 ($\delta/D_P = 9.5 \times 10^{-3}$, $\sigma_{nmax} = 265$ MPa の場合).

検討では、圧入率 R は最大荷重 F_{max} によって異なるが、破損する場合と破損しない場合の R 値は、ほぼ同じである。例えば、圧入率 $\delta/D_P = 9.5 \times 10^{-3}$ の場合、表4より、図2(a)の試験片は $R = 0.036 \sim 0.045$ で破断し、 $R = 0.045 \sim 0.058$ で破断しない。

圧入率が大きい $\delta/D_P = 9.5 \times 10^{-3}$ では、図6より N_f の疲労寿命のばらつきが大きい。図7に $\delta/D_P = 9.5 \times 10^{-3}$, $\sigma_{nmax} = 265$ MPa の場合に、ピンに観察されたき裂の例を示す。図7(a)において、点Aはピン表面のき裂の起点、点Bはき裂の終点を示している。表5に、外プレートに圧入されたピンの圧入率 δ/D_P を変化させた場合のピンのき裂発生率を示す。圧入率 δ/D_P が大きくなるとき裂発生率が大きい。つまり、圧入率 δ/D_P が大きい場合、外プレートは破断していなくてもピンにき裂が発生していることが多い。図7(a)に示すように、ピンの曲げによる最大引張応力は $\theta = 180^\circ$ に

現れており、これは外プレートのき裂発生起点Aの位置と一致する。図7(b)は、 $\delta/D_P = 9.5 \times 10^{-3}$ かつ $\sigma_{nmax} = 265$ MPa のときに、ピン表面に観察されたき裂を示す。このき裂は、図7で定義される位置 $\theta = 120^\circ \sim 240^\circ$ 付近に存在しており、 z 方向の位置は、破断起点Aは外プレート穴の接触端面付近に位置しており、この接触端では、0.5 mm 程度の面取りが施されている。き裂はその発生起点Aから外プレートの板厚中心に向かって斜めに進展している。破壊の起点とき裂の伝播方向から、き裂は典型的なフレッチング疲労き裂であると判断できる^{46)~51)}。

き裂は最大曲げ応力および接触面の端に位置する点Aから発生する。ピン表面で観察される、フレッチング疲労き裂の終点Bは外プレートの破断角度 $\theta_f \cong 110^\circ$ 付近に位置しており、外プレートのき裂開始点に対応する。表4に示すように、圧入率 $\delta/D_P = 5.1 \times 10^{-3}$, 9.5×10^{-3} の場合、外プレートの破断角度は $\theta_f = 110^\circ$ となる。表5に示すように、圧入率が増加するにつれてピンのき裂発生率が増加する。例えば、圧入率 $\delta/D_P = 9.5 \times 10^{-3}$ の場合、調査した16ピンのうち14ピンにき裂が発生している。また、き裂が発生した14本のピンのうち、6本では、外プレートの最終破断は生じていない。したがって、外プレートにき裂が生じる前にピンにき裂が発生し、ピンのフレッチング疲労き裂が外プレートの寿命を左右する破断起点に影響を与えると結論付けることができる。ピンと外プレートを嵌合させる際の圧入は、常温で人がハンマーを使って行う。したがって、人による作業精度や圧入時の油付着量のばらつきがあるため、圧入傷の大きさによるピンと外プレートとの面圧のばらつきを低減することは困難である。このように、最大圧入率 $\delta/D_P = 9.5 \times 10^{-3}$ における、 N_f のばらつきは、圧入率 $\delta/D_P = 2.5 \times 10^{-3}$, $\delta/D_P = 5.1 \times 10^{-3}$ における、 N_f のばらつきよりも大きくなる。

図6に示すように、圧入率 $\delta/D_P = 2.5 \times 10^{-3} \sim 9.5 \times 10^{-3}$ の範囲で、疲労限度はほぼ同じであるが、これは、表5に示す、圧入率 δ/D_P の増加とともに、顕著に増加するき裂発生率と密接に関係してい

る。フレッチング疲労により、圧入面に損傷が生じるため、疲労限度に大きな影響を与える。それに対して、 $\delta/D_P = 0 \sim 2.5 \times 10^{-3}$ の間ではフレッチングは発生せず、 δ/D_P の増加に伴って疲労限度が増加する。これは、圧入率の増加に伴って外プレートに負荷される応力振幅が減少するためであり、内プレートに関しての解析結果(後述する表7に示す応力振幅 $\sigma_{\theta a}$ の減少)から説明できる。ピンの表面近傍に圧縮残留応力を導入するなどの適切な対策により、このようなフレッチング疲労き裂を防止できれば、圧入率 $\delta/D_P = 9.5 \times 10^{-3}$ と大きくすることで、外プレートの疲労強度を大幅に向上できる可能性がある。つまり、実際のローラチェーン

においても、フレッチング疲労を防止すれば、疲労強度の大幅な向上が期待できることを示唆している。このような大きな圧入率 $\delta/D_P = 9.5 \times 10^{-3}$ は、いくつかのローラチェーンメーカーで一般的に使用されている。例えば、内プレートについては中込ら⁴³⁾により、圧入率 $\delta/D_{B0} = 1.37 \times 10^{-3}$ と圧入しない場合に比べて大きな圧入率 $\delta/D_{B0} = 0$ を使用した場合に比べて疲労強度が大幅に向上することが示されている。後述の内プレートの疲労限度をまとめた図8では、最大圧入率 $\delta/D_{B0} = 11.0 \times 10^{-3}$ を除き、圧入率の増加に伴い内プレートの疲労強度も増加している。

なお、外プレートについては、ピンにき裂が入っていても、もし外プレートが破損していないならば、ピンが損傷したまま、ローラチェーンは正常に使用できる場合が多い。このような理由で、実際のローラチェーンでは、ピン割れの可能性はあるものの、大きな圧入率が使用されているのが現状である。本解説で示すように、 $\delta/D_P = 5.1 \sim 9.5 \times 10^{-3}$ の範囲でピンにフレッチング疲労によるき裂が新たに確認された。しかし、 $\delta/D_P = 2.5 \sim 9.5 \times 10^{-3}$ の場合、疲労限度にわずかな違い

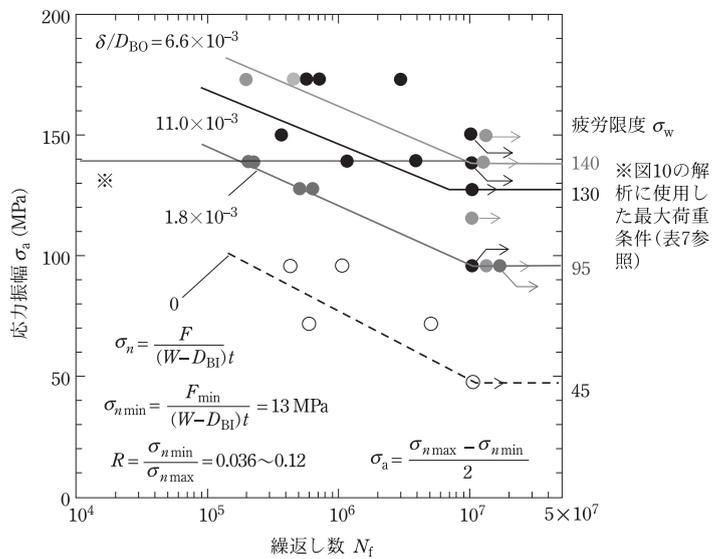


図8 図2(b)の内プレート試験片のS-N線図。プシユの圧入率 $\delta/D_{B0} = 6.6 \times 10^{-3}$ が実際のチェーンで使用されている。

が見られるだけである。したがって、より小さい δ/D_P を使用すると、疲労強度を低下させることなく製造効率を向上させることができる。また、フレッチング疲労によるピンの割れを防止するためには、圧入率 δ/D_P が小さいことが望ましい。このように、現在実際のローラチェーンで使用されている圧入率 $\delta/D_P = 9.5 \times 10^{-3}$ を低減することが望ましいと考えられる。このような、小さい圧入率 $\delta/D_P < 9.5 \times 10^{-3}$ は実際のローラチェーンの設計に直ちに適用すべきである。

内プレートの疲労限度

内プレートに関して、表6に圧入率を変化させたときの破断までの繰返し数 N_f を示す。図6に圧入率を変化させたときのS-N線図を示す。表6では、図2で定義した角度を θ 用いて、圧入部に疲労き裂が発生した位置を、 $\theta = \theta_f$ として示している。表6より破断位置は $\theta_f = 80 \sim 105^\circ \approx 90^\circ$ の範囲にあることがわかる。これらの角度は、実際のローラチェーンで破断する角度と一致する。したがって、次節では、疲労破壊を引き起こす応力振幅を特定

表6 内プレートの破断までの繰返し数. σ_a : 応力振幅, θ_f : 図2の θ で定義される破壊位置.

ブシユの圧入率 $\delta/D_{BO} (\times 10^{-3})$	試験片番号	σ_a (MPa)	$R = \sigma_{min}/\sigma_{max}$	破壊までの繰返し数 $N_f (\times 10^6)$	θ_f (deg.)
11.0	11.0-1	173	0.036	2.98	80
	11.0-2	173	0.036	0.58	90
	11.0-3	173	0.036	0.71	90
	11.0-4	150	0.041	0.37	100
	11.0-5	150	0.041	10 (破壊なし)	—
	11.0-6	150	0.041	10 (破壊なし)	—
	11.0-7	139	0.044	3.88	90
	11.0-8	139	0.044	1.16	105
	11.0-9	139	0.044	10 (破壊なし)	—
	11.0-10	128	0.048	10 (破壊なし)	—
	11.0-11	96	0.063	10 (破壊なし)	—
	11.0-12	96	0.063	10 (破壊なし)	—
6.6 (実際のチェーン で使用されてい る圧入率)	6.6-1	173	0.036	0.57	90
	6.6-2	173	0.036	0.20	106
	6.6-3	173	0.036	0.46	90
	6.6-4	150	0.041	10 (破壊なし)	—
	6.6-5	150	0.041	10 (破壊なし)	—
	6.6-6	150	0.041	10 (破壊なし)	—
	6.6-7	139	0.044	10 (破壊なし)	—
	6.6-8	139	0.044	10 (破壊なし)	—
	6.6-9	117	0.052	10 (破壊なし)	—
	6.6-10	96	0.063	10 (破壊なし)	—
1.8	1.8-1	139	0.044	0.22	98
	1.8-2	139	0.044	0.21	90
	1.8-3	139	0.044	0.22	110
	1.8-4	128	0.048	0.51	90
	1.8-5	128	0.048	0.62	100
	1.8-6	96	0.063	10 (破壊なし)	—
	1.8-7	96	0.063	10 (破壊なし)	—
0	0-1	96	0.063	1.07	80
	0-2	96	0.063	0.43	82
	0-3	72	0.082	0.60	95
	0-4	72	0.082	5.07	93
	0-5	47	0.12	10 (破壊なし)	—

するために、 $\theta = 90^\circ$ における応力 σ_θ に主に焦点を当ててFEM解析を行う。最小圧入率 $\delta/D_{BO} = 1.8 \times 10^{-3}$ のときの疲労限度 σ_w は、 $\delta/D_{BO} = 0$ のときの疲労限度 σ_w の2.1倍である。また、 $\delta/D_{BO} = 6.6 \times 10^{-3}$ のときの疲労限度 σ_w は、 $\delta/D_{BO} = 0$ のときの疲労限度 σ_w の3.1倍である。しかし、最大圧入率 $\delta/D_{BO} = 11.0 \times 10^{-3}$ のときの疲労限度 σ_w は、 $\delta/D_{BO} = 6.6 \times 10^{-3}$ のときの σ_w よりも低くなる。最大圧入率 $\delta/D_{BO} = 11.0 \times 10^{-3}$ での N_f のばらつきは、

他の $\delta/D_{BO} = 0, 1.8 \times 10^{-3}, 6.6 \times 10^{-3}$ での N_f のばらつきよりもはるかに大きい。

以上より、ブシユの圧入率 $\delta/D_{BO} = 1.8 \times 10^{-3} \sim 11.0 \times 10^{-3}$ は、 $\delta/D_{BO} = 0$ に比べて2倍以上内プレートの改善が可能であると結論できる。これらの結果では、応力比 R は最大荷重 F_{max} によって変化するが、最終破壊に至るか否かの R の値はほぼ同じである。例えば圧入率 $\delta/D_{BO} = 11.0 \times 10^{-3}$ の場合、表6より、図2(b)の試験片は $R = 0.036$

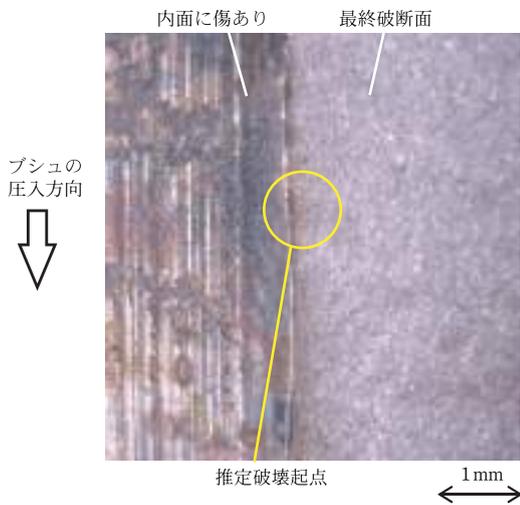


図9 疲労試験後に観察される圧入率 $\delta/D_{BO} = 11.0 \times 10^{-3}$ の場合の圧入による内プレートの穴面損傷。

～0.044で破断し、 $R = 0.041 \sim 0.063$ では破断しない。圧入率 $\delta/D_{BO} = 11.0 \times 10^{-3}$ で N_f のばらつきが大きくなる、図8の理由を調べるために、内プレートの穴表面の写真を図9に示す。図9に示すように、肉厚の中間付近にプシュ圧入による傷が数箇所発生している。この傷から疲労き裂が発生する可能性があるため、 $\delta/D_{BO} = 11.0 \times 10^{-3}$ における N_f の疲労寿命が傷の寸法によって異なるものと考えられる。次節で説明するが、FEM解析により、圧入率 δ/D_{BO} が増加すると、応力振幅が減少し、それによって疲労強度が増加することが明らかとなった。プシュと内プレートを組み付ける際、常温で人力によるハンマーによる圧入作業が行われる。そのため、人の作業精度や油の付着量のばらつきなどにより、大きな傷の生成をなくすことは難しいと思われる。よって、プシュを冷却して嵌合するような冷やし嵌めなどの適切な方法を採用することで、傷付きを防止すれば、内プレートの $\delta/D_{BO} \geq 11.0 \times 10^{-3}$ という大きな値を使用することで、疲労強度の大幅な向上が期待できる。まず、疲労強度の向上を図2の試験片で確認すれば、冷やし嵌めによる嵌合率 $\delta/D_{BO} \geq 11.0 \times 10^{-3}$ を実際のローラチェーンに適用できる。なお、内プレートに関しては、プシュも含めてフレッチング疲労

き裂は見られない。

フレッチング疲労に関する以前の研究では、大きな接触圧力と大きな相対すべり振幅の下では、より多くのき裂が発生することが示されている^{46)~51)}。図2(b)の試験体では中空プシュが内プレートに圧入されており、プシュと内プレートにはピンから引張荷重 F を受ける。一方、図2(a)では外プレートに中実ピンが圧入されており、外プレートはピンから引張荷重 F を受ける。よって、同じ圧入率では、中空プシュを使用した内プレートの圧入応力は、中実ピンを使用した外プレートの圧入応力よりも小さくなる。また、プシュと内プレートとの相対すべり量にも注意が必要である。相対すべりは、引張荷重 F によるピンの曲がりによって発生する。ピンの曲がりによる相対すべりは、圧入されたプシュにより、内プレートには直接影響しない。したがって、内プレートの穴とプシュ外径との相対すべり量は、外プレートの穴とピンとの相対すべり量よりも小さいと結論できる。これらの理由により、内プレートにはフレッチング疲労き裂が発生しない。

内プレートのFEM解析とその考察

圧入率が疲労強度に及ぼす影響を明らかにするためにFEM解析を実施する。実験により、外プレートに関しては、ピンに発生するフレッチング疲労き裂が、外プレートの疲労強度にも影響を与えることが分かった。しかし、FEM解析において、ピンと外プレートに生じるフレッチング疲労き裂の発生と伝播を考慮することは極めて困難である。そこで、本稿では、内プレートについてのみFEM解析を適用して、圧入率が疲労強度に及ぼす影響解説する。

図10に、問題の対称性を考慮して、図2(b)の1/8部分のFEMメッシュ図を示す。表1の材料特性と、図2(b)の各部品の寸法を考慮して、FEMの要素寸法は、内プレート0.1~1.2mm、プシュで0.5mm、ピン0.3~0.8mmとした。また、FEMの要素数は、内プレートの要素数約 0.9×10^5 、プ

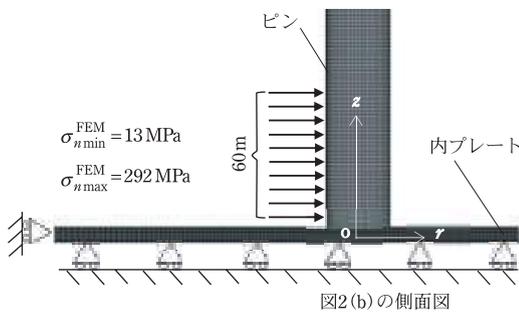


図2(b)の側面図

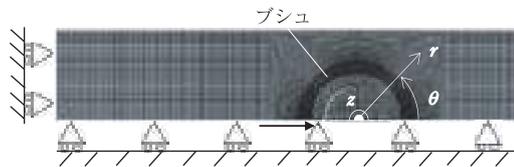


図10 内プレートのFEMモデルと境界条件.

シュの要素数約 2.7×10^3 、ピン要素数約 1.5×10^5 とした。最小公称応力 $\sigma_{\min}^{\text{EFM}} = 13 \text{ MPa}$ ~ 最大公称応力 $\sigma_{\max}^{\text{EFM}} = 292 \text{ MPa}$ が作用する範囲での、簞合部の接触解析には、直接拘束法を用いた。最小公称応力 $\sigma_{\min}^{\text{EFM}} = 13 \text{ MPa}$ は疲労試験の最小荷重 $F_{\min} = 3 \text{ kN}$ に対して設定され、最大公称応力 $\sigma_{\max}^{\text{EFM}} = 292 \text{ MPa}$ は図8の疲労試験で圧入率 $\delta/D_{\text{BO}} = 6.6 \times 10^{-3}$ での疲労限度が最大となるときの最大荷重 $F_{\max} = 65 \text{ kN}$ に対して設定される。六面体8節点アイソパラメトリック要素を使用して有限要素法ソフトウェア *MSC.MARC2012* による接触解析を実行する。圧入応力は、内プレートの穴に接触するプシュの外径に δ を加算することで解析できる。

筆者らは、以前に図1のローラチェーンの全体構造を分析し、各構成要素の危険箇所を比較した⁴⁰⁾。その結果、内外プレートの周方向応力 σ_{θ} がプレートの疲労破壊に影響することが分かった。そこで、内プレートの穴付近の σ_{θ} に着目すると、表6に示すように、内プレート穴におけるき裂発生位置を規定する角度 θ_f は、圧入率に関わらず常に $\theta_f = 90^\circ$ 程度となる。さらに、疲労き裂のほとんどは、面取りの影響を受けない板厚中央部から発生している。そこで、FEM解析でも、図10の $z = 0$ 、すなわち、穴端 $\theta = 90^\circ$ の板厚中央部に着目

表7 内プレートに生じる最大応力 $\sigma_{\theta_{\max}}$ 、最小応力 $\sigma_{\theta_{\min}}$ 、平均応力 σ_{θ_m} 、応力振幅 σ_{θ_a} (MPa) ($\theta = 90^\circ, z = 0$) と相対安全率 SF (図11参照).

δ/D_{BO} ($\times 10^{-3}$)	$\sigma_{\theta_{\min}}$ ($F=F_{\min}$)	$\sigma_{\theta_{\max}}$ ($F=F_{\max}$)	σ_{θ_m}	σ_{θ_a}	SF
0	44	889	466.5	422.5	0.72
1.8	156	917	536.5	380.5	0.74
6.6	483	910	696.5	213.5	0.89
11.0	725	865	795.0	70.0	1.13

する。最大圧入率 $\delta/D_{\text{BO}} = 11.0 \times 10^{-3}$ では、図9の圧入傷が破壊起点に影響を与える可能性がある。この $\delta/D_{\text{BO}} = 11.0 \times 10^{-3}$ でも、疲労き裂発角度 $\theta_f = 90^\circ$ は他と同じであるため、したがって、4種類の圧入率 $\delta/D_{\text{BO}} = 0, 1.8 \times 10^{-3}, 6.6 \times 10^{-3}, 11.0 \times 10^{-3}$ について同様に解析する。

表7に圧入率を変化させた場合の、 $F = F_{\min}$ における最小応力 $\sigma_{\theta_{\min}}$ と、 $F = F_{\max}$ における最大応力 $\sigma_{\theta_{\max}}$ を示す。ここで、平均応力 σ_{θ_m} は $\sigma_{\theta_m} = (\sigma_{\theta_{\max}} + \sigma_{\theta_{\min}})/2$ 、応力振幅 σ_{θ_a} は $\sigma_{\theta_a} = (\sigma_{\theta_{\max}} - \sigma_{\theta_{\min}})/2$ と定義される。 $F = F_{\min}$ における最大応力 $\sigma_{\theta_{\min}}$ は、外力の影響 $F = F_{\min} \approx 0$ が無視できる。圧入率 δ/D_{BO} の増加に伴って焼嵌め応力 σ_{θ} が増加するため、圧入率 δ/D_{BO} の増加に伴って最大応力 $\sigma_{\theta_{\min}}$ は増加する。一方、 $F = F_{\max}$ における最大応力 $\sigma_{\theta_{\max}}$ は、外力と焼嵌めの複合効果により、圧入率 δ/D_{BO} に関わらずほぼ一定となる。図11に、圧入率が疲労強度に及ぼす影響を明確にするために、応力振幅と平均応力の関係を示す。図11において、平面試験片の疲労限度線 $\sigma_a/\sigma_{w0} + \sigma_m/\sigma_B = 1$ は、表1の引張強さ $\sigma_B = 1100 \text{ MPa}$ 、両振疲労限度 $\sigma_{w0} = 440 \text{ MPa}$ から求められる。ここで、相対安全率 SF は、図11に示すように式(8)で定義できる。

$$\text{SF} = \overline{OA'} / \overline{OA} \tag{8}$$

相対安全率 SF を示す図11において、点Aは ($\sigma_{\theta_m}, \sigma_{\theta_a}$) のFEM結果を示し、点A'はOA線と疲労限度線 $\sigma_a/\sigma_{w0} + \sigma_m/\sigma_B = 1$ との交点を示す。図11のFEM結果 ($\sigma_{\theta_m}, \sigma_{\theta_a}$) は、一点での応力のみを考慮しており、応力勾配は考慮していない。よって、SF値による評価は絶対的なものではなく、SF値が大きい点はSF値が小さい他の点よりも、相対

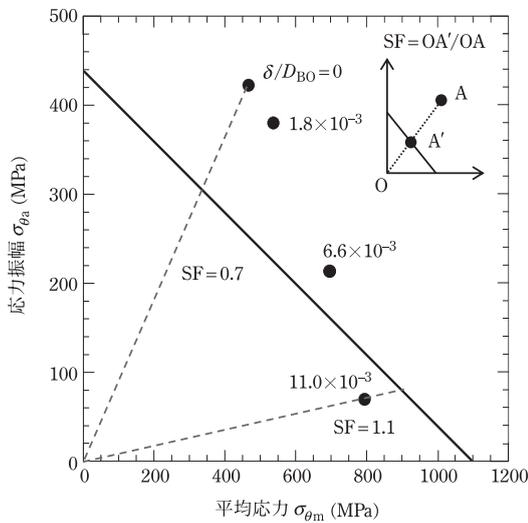


図 11 内プレートの応力振幅と平均応力の関係図.

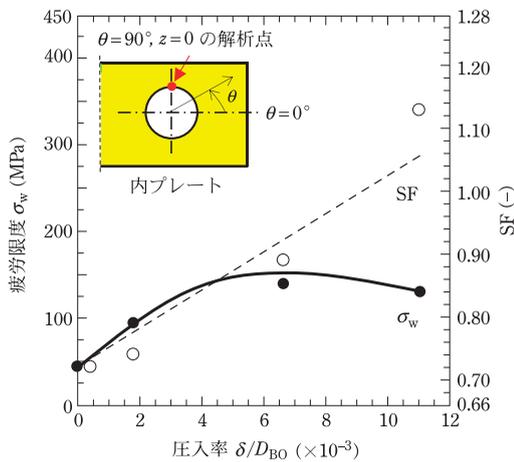


図 12 内プレートにおける疲労限度 $\sigma_w - \delta/D_{B0}$ 関係と $SF - \delta/D_{B0}$ の関係の比較. 圧入率 $\delta/D_{B0} = 6.6 \times 10^{-3}$ が実際のチェーンで使用されている.

的に安全であることを意味しており、このような相対的な安全率が SF 値である。表 7 および図 11 に示すように、圧入率 δ/D_{B0} が増加すると平均応力 $\sigma_{\theta m}$ は増加するが、応力振幅 $\sigma_{\theta a}$ は δ/D_{B0} が増加すると顕著に減少するため、その結果として SF 値が増加する。これが、 δ/D_{B0} が増加すると疲労強度が向上する理由である。

図 12 に圧入率を変化させた場合の疲労限度 σ_w と相対安全率 SF を示す。ここで、y 軸の SF 値の

範囲は、SF 値と疲労限度 σ_w を比較するために調整されている。図 12 において、SF 値は $\delta/D_{B0} = 0$ の最小値からほぼ直線的に増加しており、圧入が疲労限度の向上に有用であることが、FEM 解析より明らかとなった。なお、圧入率 $\delta/D_{B0} = 11.0 \times 10^{-3}$ では、 σ_w と SF 値に大きな差が見られる。前節で示したように、疲労強度 $\delta/D_{B0} = 11.0 \times 10^{-3}$ では圧入傷が顕著に表れ、それが、破断までの繰返数 N_f の大きなばらつきとなる。FEM 解析では、このような圧入傷を考慮しないので、それが、 $\delta/D_{B0} = 11.0 \times 10^{-3}$ で σ_w と SF 値に差が生じる理由と考えられる。

外プレートと外プレートの疲労限度の比較

前節では、外プレートと内プレートの疲労強度を個別に説明した。ローラチェーン全体の疲労強度は、外プレートと内プレートの疲労強度の小さい方の疲労強度となる。したがって、外プレートと内プレートの疲労強度を比較した議論は、これまで見当たらないが、ローラチェーンの機械設計においては必須である。図 13 (a) に示すように、外プレートの穴には中実のピンが圧入されるのに対して、図 13 (b) に示すように、内プレートの穴には、中空のプッシュが圧入される。この違い (中実か中空か) により、同じ圧入率においては、外プレートの圧入応力は内プレートの圧入応力よりも大きくなる。また、引張荷重 F はピンを介して、内プレートと外プレートのそれぞれに伝達される。つまり、荷重 F は、ピンからピン以外の部分に伝達されるので、ピンの断面積を除いた部分の断面積 A を基準として、公称応力 σ_n を定義すべきものと考えられる。これより、外プレートの場合は、引張荷重 F を伝達する断面積 A は $A = (W - d)t$ と定義される。ここで、 d は外プレートの穴の直径、 W は外プレートの幅、 t は外プレートの厚さである。一方、内プレートの場合、引張荷重 F を伝達する断面積 A は、 $A = (W - D_{BI})t$ として定義される。ここで、 D_{BI} はプッシュの内径、 W は内プレートの幅、 t は内プレートの厚さ

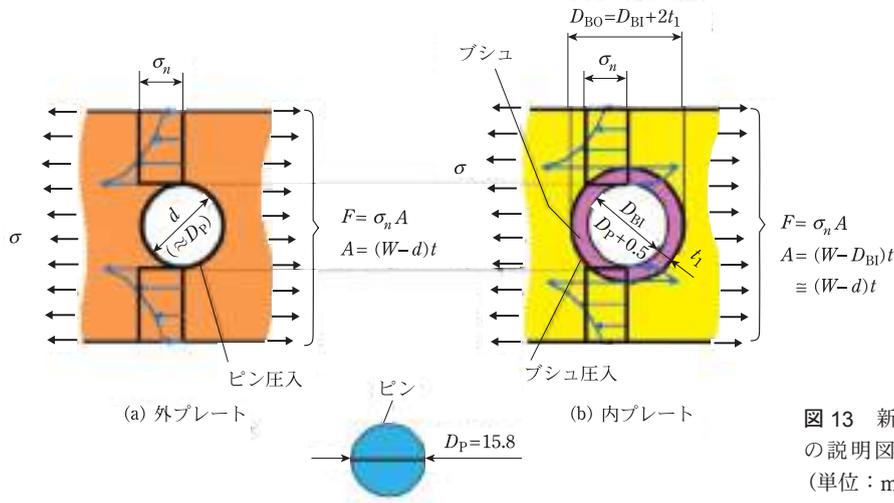


図 13 新しい公称応力 σ_n の定義の説明図と圧入するピンの直径 (単位: mm).

表 8 ピンを圧入した外プレートとプッシュを圧入した内プレートの疲労限度 σ_w .

$\delta/D_p, \delta/D_{BO} (\times 10^{-3})$	0	1.8	2.5	5.1	6.6	9.5	11.0
図 6 の外プレートの σ_w (MPa)	50	—	125	125	—	135	—
図 8 の内プレートの σ_w (MPa)	45	95	—	—	140	—	130

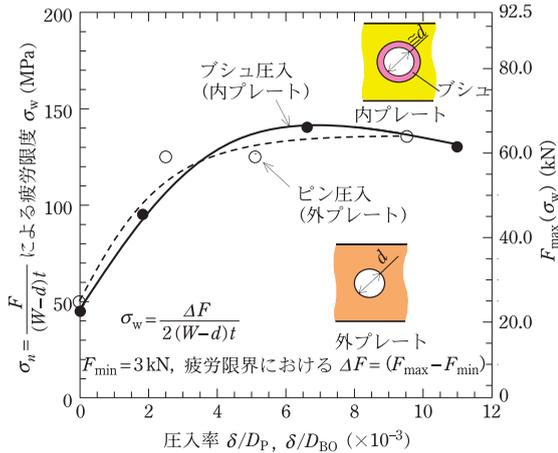


図 14 F がかかるピン十字部分を除く最小断面積 A の公称応力 σ_n に基づく外プレートと内プレートの疲労限度 σ_w .

である。これらより、疲労試験の結果は、断面積 A に基づく公称応力 σ_n を用いて考察する。

圧入率を変化させた場合、外プレートと内プレート疲労限度 σ_w を表 8 および図 14 に示す。参考までに、図 14 の右側の縦軸には、最大荷重

F_{max} を示す。これより、圧入率 $\delta/D_p, \delta/D_{BO}$ に関わらず、内プレートの疲労限度 σ_w と外プレートの疲労限度 σ_w とは 12% 以内で一致することがわかる。前述したように、外プレートと内プレートは同一材質、同一ロットであり、疲労限度 σ_w は同一となるべきものである。図 14 に示すように、式 (6) の公称応力 σ_n を同じ許容応力で使用すれば、外プレートと内プレートから同じ設計荷重 F が得られる。一方、同じ許容応力で式 (7) 定義される従来の公称応力 σ'_n を使用した場合、内プレートのプッシュは引張荷重 F を負担しないため、内プレートからの設計荷重は低く設定される。公称応力は $\sigma'_n > \sigma_n$ としてより高く計算される。このように、図 14 に示す内外プレートの疲労限度 σ_w がほぼ同じになる公称応力の定義式は、ローラチェーンの外プレートと内プレートの疲労限度 σ_w が 12% 以内で一致するため、設計に有用かつ便利に使用できる。内プレートは外プレートの疲労限度と 12% 以内で一致する。従来の定義 (7) に代えて、新しい公称応力式 (6) を用いることにより、内プレートの寸法を小さくすることができ、ローラチェー

ンの設計荷重を高く設定することができる。新しく定義された公称応力は、実際のローラチェーンの機械設計にすぐに適用すべきものである。

おわりに

これまでの解説では、シャフトをスリーブに焼嵌めして製作する、スリーブ組立式ロールの技術的課題を取り扱ってきた。この種の軸と穴の嵌合締結に関しては、鉄道車両の車軸と車輪の嵌合が有名である。ロール以外の分野の嵌合の技術的課題を知ることは、嵌合技術の本質を理解する上でも重要である。そこで本稿では、さまざまな産業機械に用いられるローラチェーンの全体の強度を支配する、ブシュやピンのリンクプレートへの圧入の問題を取り上げた。今回解説した内容をまとめると以下ようになる。

(1) 嵌合部の疲労破壊などの強度に関するこれまでの研究のほとんどは、車軸(「圧入する側」のブシュ・ピン・シャフトに対応)の破損対策に焦点が当てられており^{46)~51)}、車輪(「圧入される側」のプレート・スリーブに対応)の破損を扱った研究は見当たらない。一方、ローラチェーンでは、「圧入される側」の車輪に相当する、外プレート、内プレートで疲労破壊が起こる。このため、参考になる研究がほとんど見当たらない。なお、先の解説^{1)~6)}の、スリーブ組立式ロールのスリーブすべりの問題においても、「圧入する側」のシャフトの破損ではなく、「圧入される側」のスリーブの破損を説明した。

(2) ローラチェーンの疲労強度を改善するために多大な努力が払われているが、ブシュとピンを圧入するリンクプレートの穴を中心に、依然として疲労破壊が発生している。ローラチェーン全体のFEM解析(付録参照)から、実際のローラチェーンでは、内プレート・外プレートの圧入部分に最大応力振幅が現れ、これが疲労破壊を生じさせる。よって、ローラチェーン全体の強度を左右する、外プレートにピン圧入した試験片、ならびに、内プレートにブシュを圧入した試験片を用いて疲労

の実験を行った。危険箇所を特定した試験片を使用することで明確な議論が可能となった。

(3) 実際のローラチェーンが稼働中に受ける荷重差を反映して、片振振幅荷重下で疲労試験を実行した。具体的には、実際のローラチェーン(図1)では、「図1(a)の圧入状態①」と「図1(c)の引張状態②」、の2つの状態の違いによって内外プレートに発生する応力振幅が最も大きいことを考慮した⁴⁰⁾。内プレートに関して、圧入率 $\delta/D_{B0} = 1.8 \times 10^{-3} \sim 11.0 \times 10^{-3}$ の範囲でブシュを圧入すると、圧入率 $\delta/D_{B0} = 0$ の場合に比べて、疲労限度が2倍以上向上することが確認された。なお、最大圧入率 $\delta/D_{B0} = 11.0 \times 10^{-3}$ では、内プレートにはフレッチング疲労き裂は見られないものの、穴に沿って観察される圧入傷により、疲労強度が大きく低下する。

(4) 内プレートのFEM解析によって、圧入率 δ/D_{B0} を高めると平均応力 $\sigma_{\theta m}$ が増加するものの、応力振幅 $\sigma_{\theta a}$ が大きく減少することが示された。この圧入による応力振幅 $\sigma_{\theta a}$ の減少によって、実際のローラチェーンの疲労強度が向上する。最大圧入率 $\delta/D_{B0} = 11.0 \times 10^{-3}$ では、現状の圧入方法では圧入傷が生じるので、ブシュを冷却する冷やし嵌めなどの適切な方法によって、傷付き損傷を防止すれば、大きな嵌合比 $\delta/D_{B0} \geq 11.0 \times 10^{-3}$ で内プレートの疲労強度を大幅に向上させることが期待できる。図2の実験で疲労強度向上を確認後、実ローラチェーンに冷やし嵌めによる嵌合率 $\delta/D_{B0} \geq 11.0 \times 10^{-3}$ を適用できる。

(5) 外プレートについても、図2の疲労実験により、ピンの圧入により、圧入率 $\delta/D_P = 0$ の場合に比べて疲労限度が2倍以上向上することが確認された。圧入率 $\delta/D_P = 2.5 \times 10^{-3} \sim 9.5 \times 10^{-3}$ の範囲では、疲労強度の向上はほぼ同程度である。したがって、現状の疲労強度を維持したまま、小さな圧入率 δ/D_P を使用することで、製造効率を向上させることができる。つまり、現在、ローラチェーンで使用されている圧入率 $\delta/D_P = 9.5 \times 10^{-3}$ は製造効率が悪いので、小さい圧入率 $\delta/D_P < 9.5 \times 10^{-3}$ でローラチェーンを製造すべきである。

(6) 大きな圧入率 $\delta/D_P \geq 9.5 \times 10^{-3}$ を使用すると、たとえ外プレートが最終破断に至らない場合でも、圧入したピンに大きなフレッチング疲労き裂が観察される。実際のローラチェーンでは、ピンにき裂が入っていても、もし外プレートが破損していないならば正常に使用できる。このため、大きな圧入率が実際に使用されているが、ピンのフレッチング疲労き裂は、外プレートの破壊起点に影響を及ぼしており、本来得られるべき疲労強度を大きく低下させているものと考えられる。よって、ピン表面近傍に圧縮残留応力を導入するなど、フレッチング疲労を防止することができれば、大きな圧入率 $\delta/D_P \geq 9.5 \times 10^{-3}$ によって外プレートの疲労強度を向上できる可能性がある。フレッチング疲労を防止することで、実際のローラチェーンの大幅な疲労強度の向上が期待できる。

(7) ブッシュの箆合構造の設計に用いられている、これまでの公称応力 σ'_n では、ブッシュが引張荷重 F の一部を保持することが考慮されていないため、新しい公称応力 σ_n の必要性を解説した。新公称応力 σ_n (式(6)) によって、ブッシュが引張荷重 F の一部

を保持することを考慮した結果、内プレートの疲労限度と外プレートの疲労限度が 12% 以内で一致することが示された。これより、新公称応力 σ_n が有用であり、ローラチェーンの設計にすぐに用いるべきであることがわかる。従来の定義の代わりに、新しい公称応力の定義式(6)を使用することにより、内プレートの寸法を小さくすることができ、ローラチェーンの設計荷重を高く設定することができる。

付録 A: 実際のローラチェーンの稼働中に内プレートに発生する応力 σ_θ

本解説では、疲労強度に及ぼす圧入の効果を明確にするために行われた、2種類の板状試験片(図2参照)の疲労試験を紹介した。この実験を行う前に、図1(b)のローラチェーンの全体構造をFEM解析し、稼働中に生じる圧入部の最大応力と最小応力を特定している⁴⁰⁾。すなわち、実際のローラチェーン全体を考慮すると、最も危険な箇所は内プレートや外プレートの圧入部である穴縁である。

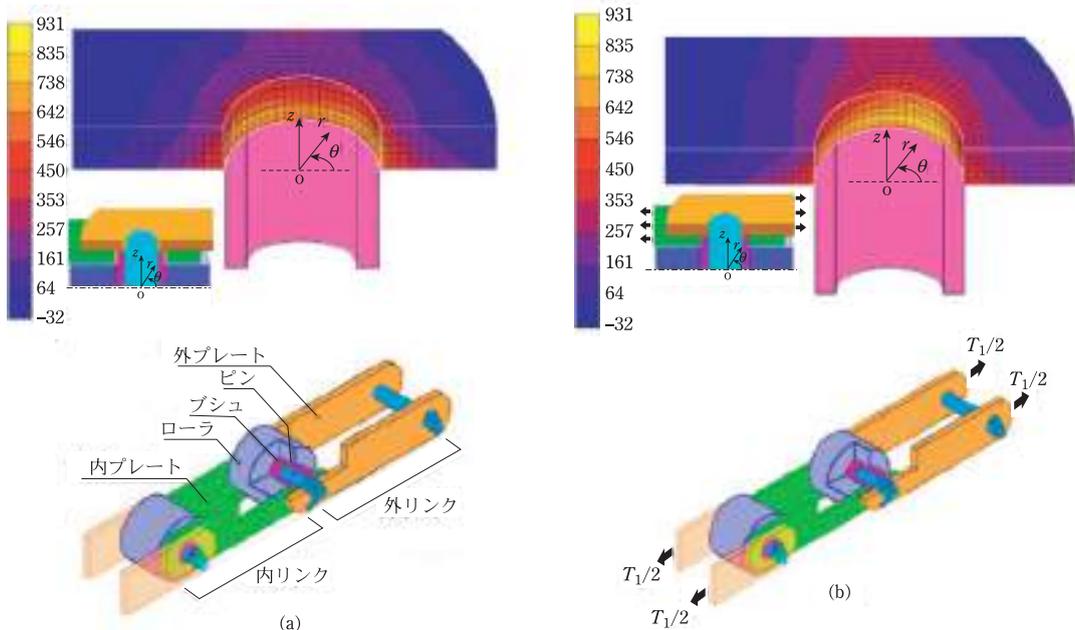


図 A1 ローラチェーン全体の解析によって求めた内プレートの応力分布 σ_θ (MPa)。(a) 図 1(a) の圧入状態の σ_θ 、(b) 図 1(c) の引張状態の σ_θ 。

図 A1 は、ローラチェーン全体(図 1)を FEM 解析したときの、内プレートに着目した結果である⁴⁰⁾。図 A1 (a) は、内プレートに外力が作用せず、圧入応力のみ状態(図 1 (a))の応力分布 σ_θ を示したものである。また、図 A1 (c) は、内プレートの引張状態(図 1 (c))における応力分布 σ_θ を示したものである。図 A1 (a) に示すように、圧入状態では外力は作用しないが、ブッシュが圧入されている内プレートの穴周辺に引張応力 σ_θ が生じる。また、図 A1 (c) に示すように、ブッシュが圧入された内プレートの引張状態(図 1 (c))では、穴周辺により大きな引張応力 σ_θ が現れる。この両者の応力の差が内プレートの金属疲労を引き起こす応力振幅となる。圧入率を増加させると、平均応力は増加するが、両者の差として生じる応力振幅は顕著に減少する(図 11 参照)。

参考文献

- 1) 野田尚昭, 佐野義一, 高瀬康, 堀田源治: (続)産業用ローラ・ローラの技術的課題と解決 (4) 駆動トルクゼロの自由転がり条件下におけるスリーブ組立式複合ローラに生じる界面すべり, 金属, **93** 5 (2023), 66.
- 2) 野田尚昭, 佐野義一, 高瀬康, 堀田源治: (続)産業用ローラ・ローラの技術的課題と解決 (5) スリーブ組立式複合ローラの界面すべりに及ぼす駆動トルクの影響と新しい設計概念の提案, 金属, **93** 6 (2023), 68.
- 3) 野田尚昭, 佐野義一, 高瀬康, 堀田源治: (続)産業用ローラ・ローラの技術的課題と解決 (6) スリーブ組立式圧延用ローラの界面すべりの実験的検証とすべり損傷の発生と成長について(前編), 金属, **93** 7 (2023), 40.
- 4) 野田尚昭, 佐野義一, 高瀬康, 堀田源治: (続)産業用ローラ・ローラの技術的課題と解決 (7) スリーブ組立式圧延用ローラの界面すべりの実験的検証とすべり損傷の発生と成長について(後編), 金属, **93** 8 (2023), 59.
- 5) 野田尚昭, 佐野義一, 高瀬康, 堀田源治: (続)産業用ローラ・ローラの技術的課題と解決 (8) スリーブ組立式圧延用ローラの焼嵌め界面のすべり損傷を考慮した疲労強度解析, 金属, **93** 9 (2023), 69.
- 6) 野田尚昭, 佐野義一, 高瀬康, 堀田源治: (続)産業用ローラ・ローラの技術的課題と解決 (9) 焼嵌め式スリーブローラに生じる残留曲がりの生成メカニズム, 金属, **93** 10 (2023), 1.
- 7) 野田尚昭, 佐野義一, 高瀬康, 堀田源治: 産業用ローラ・ローラの技術的課題と解決 (5) 4 段式圧延機用複合ワークローラにおける圧延中の内部応力と疲労損傷評価, 金属, **92** 2 (2022), 81.
- 8) 齊藤亮一, 野田尚昭, 佐野義一, 宮城新, 鳥取尚徳: ローラチェーンにおける内プレートの疲労強度に及ぼすブッシュ圧入の影響, 自動車技術会論文集, **53** 1 (2022), 119.
- 9) 齊藤亮一, 野田尚昭, 佐野義一, 宋健, 南健瑠, 宮城新, 岡村知明: ローラチェーンの疲労強度に及ぼす外プレートへのピン圧入の影響, 自動車技術会論文集, **52** 4 (2021), 738.
- 10) R. Saito, N.A. Noda, Y. Sano, A. Miyagi and H. Tottori: Fatigue strength improvement in roller chain due to press fitting between pin and outer plate and between bush and inner plate. *Int. J. Fatigue*, **168** (2023), 107451.
- 11) C. M. Pereira, J. A. Ambrosio and A. L. Ramalho: A methodology for the generation of planar models for multibody chain drives, *Multibody Sys Dyn*, **24** (2010), 303. <https://doi.org/10.1007/s11044-010-9207-x>
- 12) R. Wragge-Morley, J. Yon, R. Lock, B. Alexander and S. Burgess: A novel pendulum test for measuring roller chain efficiency, *Meas Sci Technol*, **29** 7 (2018). <https://doi.org/10.1088/1361-6501/aaa239>
- 13) H. Zheng, Y. Y. Wang and K. P. Quek: A refined numerical simulation on dynamic behavior of roller chain drives, *Shock Vib*, **11** (2004), 573. <https://doi.org/10.1155/2004/548172>
- 14) S. Wasan and S. Chakrit: An integrating finite element method and multi-body simulation for drive systems analysis, *Eng J*, **21** 1 (2017), 221. <https://doi.org/10.4186/ej.2017.21.1.221>
- 15) L. P. Sine, M. H. John and A. C. A. Jorge: A roller chain drive model including contact with guide-bars, *Multibody Sys Dyn*, **12** (2004), 285. <https://doi.org/10.1023/B:MUBO.0000049131.77305.d8>
- 16) J. Ambrosio, C. Malça and A. Ramalho: Cylindrical contact force models for the dynamics of roller chain drives, *Multibody Mechatronic Syst*, **25** (2015), 121. https://doi.org/10.1007/978-3-319-09858-6_12
- 17) L. Xu, Y. Yang, Z. Chang and J. Liu: Dynamic modeling of a roller chain drive system considering the flexibility of input shaft, *Chinese Journal of Mech Eng*, **23** 3 (2010), 367. <https://doi.org/10.3901/CMME.2010.03.367>
- 18) F. Niels and J.T. Jon: Kinematic and dynamic modeling

- and approximate analysis of a roller chain drive, *J Sound Vib*, **366** 13 (2016), 447. <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2015.12.028>
- 19) F. Niels and J. T. Jon: Kinematics of roller chain drives-exact and approximate analysis, *Mech Mach Theory*, **100** (2016), 17. <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2016.01.009>
- 20) S. L. Pedersen: Model of contact between rollers and sprockets in chain-drive systems, *Arch Appl Mech*, **74** (2005), 489. <https://doi.org/10.1007/s00419-004-0363-4>
- 21) L. Xu and Y. Li: Numerical simulation on dynamic behavior of intermittent roller chain drives, *Appl Mech Mater*, **155** (2012), 535. <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMM.155-156.535>
- 22) J. Ambrosio, C. Malça and A. Ramalho: Planar roller chain drive dynamics using a cylindrical contact force model, *Mech Based Des Struct Mach*, **44** 1 (2016), 109. <https://doi.org/10.1080/15397734.2015.1087319>
- 23) S. L. Pedersen: Simulation and analysis of roller chain drive systems, No. S 92, Technical University of Denmark, DCAMM Report, (2004).
- 24) P. Lu: Supplement of several problems in roller chain drive design, *Adv Mat Res*, **774** (2013), 176. <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMR.774-776.176>
- 25) B. Li, S. Fan and Y. Zhang: The modal analysis of roller chain drives, *Adv Mat Res*, **291** (2011), 1551. <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMR.291-294.1551>
- 26) Y. M. M. Reddy and P. R. Chander: Fatigue analysis of chain sprocket using finite element analysis, *Int J Adv Eng Res Development*, **5** 4 (2018), 917. e-ISSN(O): 2348-4470
- 27) Y. Wang, D. Ji and K. Zhan: Modified sprocket tooth profile of roller chain drives, *Mech Mach Theory*, **70** (2013), 380. <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2013.08.006>
- 28) T. D. Bhoite, P. M. Pawar and B. D. Gaikwad: FEA Based Study of effect of radial variation of outer link in a typical roller chain link assembly, *Int. J. Mech. Indus. Eng*, **1** 4 (2012), 65. <https://doi.org/10.47893/IJMIE.2012.1070>
- 29) S. Noguchi, K. Nagasaki, S. Nakayama, T. Kanada, T. Nishino and T. Ohtani: Static stress analysis of link plate of roller chain using finite element method and some design proposals for weight saving, *J Adv Mechan Design, Syst Manuf*, **3** 2 (2009), 159. <https://doi.org/10.1299/jamdsm.3.159>
- 30) S. Xu, Y. Wang and F. Meng: Study on the reliability evaluation method of the wear life of roller chains, *J Mech Eng Sci*, **220** 10 (2006), 1569. <https://doi.org/10.1243/0954406JMES235>
- 31) J. T. Zhao, S. Z. Wang and Z. X. Wang: The effects of the wear elongation on the load of a Long-distance transmission chain, *Appl Mech Mater*, **456** (2013), 60. <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMM.456.60>
- 32) Y. Zhang, Z. Yang and D. Li: The roller chain lubricated with ferrofluids, *Journal of Engineering Tribology*, **233** 6 (2019), 927. <https://doi.org/10.1177/1350650118806799>
- 33) R. Goran, A. Vesna and M. Vlatko: Study of stainless steel resistance in conditions of tribocorrosion wear, *Interdisciplinary Description of Complex Systems*, **13** 3 (2015), 461. <https://doi.org/10.7906/indecs.13.3.10>
- 34) J. D. Bressan, D. P. Daros, A. Sokolowski, R. A. Mesquita and C. A. Barbosa: Influence of hardness on the wear resistance of 17-4 PH stainless steel evaluated by the pin-on disc testing, *J Mater Process Technol*, **205** 1 (2008), 353. <https://doi.org/10.1016/j.jmatprotec.2007.11.251>
- 35) K. Krishnakumar and S. A. Arockia: A review of failure analysis found in industrial roller chains, *Int J Chem Tech Res*, **8** 12 (2015), 598. [https://sphinxsai.com/2015/ch_vol8_no12/3/\(598-603\)V8N12CT.pdf](https://sphinxsai.com/2015/ch_vol8_no12/3/(598-603)V8N12CT.pdf)
- 36) M. D. Jagtap, B. D. Gaikwad and P. M. Pawar: Study of roller conveyor chain strip under tensile loading, *J Modern Eng Res*, **4** 5 (2014), 61. https://www.academia.edu/7652516/Study_of_Roller_Conveyor_Chain_Strip_under_Tensile_Loading
- 37) C. Kim, J. Chung and J. Song: Dynamic analysis of long heavy-duty roller chain for bucket elevator of continuous ship unloader, *Adv Mech Eng*, **9** 8 (2017), 1. <https://doi.org/10.1177/1687814017723296>
- 38) S. Zhang and T. Tak: Efficiency estimation of roller chain power transmission system, *Appl Sci*, **10** 21 (2020). <https://doi.org/10.3390/app10217729>
- 39) H. Amiruddin, M. F. B. Abdollah and M. A. D. Mohamad Nizar: Measurement of roller chain wear lubricated with palm oil-based hexagonal boron nitride nanoparticles, *Industrial Lubrication and Tribol*, **72** 10 (2020), 1199. <https://doi.org/10.1108/ILT-02-2020-0061>. Fig. A1. Stress distribution σ_{θ} for the inner plate in Fig. 1 [MPa]: (a) press-fitting state; (c) tensile state. R. Saito et al. *International Journal of Fatigue* **168** (2023), 107451 14
- 40) R. Saito, N.A. Noda, Y. Sano, J. Song, T. Minami, Y. Birou, et al.: Fatigue strength analysis and fatigue damage evaluation of roller chain, *Metals*, **8** 10 (2018), 847.

- <https://doi.org/10.3390/met8100847>
- 41) R. Saito, N.A. Noda and Y. Sano: Newly developed wear testing machine having sufficient reproducibility useful for investigating roller chains, *ISIJ Int*, **60** 10 (2020), 2255. <https://doi.org/10.2355/isijinternational.ISIJINT-2020-086>
- 42) M. Mizuno: The effect of number of pitches of test pieces on the fatigue life of rollerchains, *Proceedings of the Fujihara Memorial Faculty of Engineering, Keio University*, **14** 55 (1961), 146. https://koara.lib.keio.ac.jp/xoonips/modules/xoonips/detail.php?koara_id=KO50001004-00140055-0026&ml_lang=ja
- 43) M. Nakagome and M. Mizuno: Effects of pre-loading and press-fit of bushings to the fatigue strength of roller chain link-plates, *J Soc Prec Eng*, **43** 514 (1977), 1161. <https://doi.org/10.2493/jjspe1933.43.1161>
- 44) M. Kawamoto and A. Yukawa: Fatigue strength of an eye-end with press fit, *J Soc Test Mater*, **3** 17 (1954), 439. <https://doi.org/10.2472/jsms1952.3.439>
- 45) 榎木将人, 野口昭治: ローラチェーンプレートの応力分布に及ぼすピン/ブシュの圧入の影響, 日本設計工学会 2011 年度春季研究発表講演会, (2011), 121.
- 46) W. Wang, M. Wang, G. Yang and J. Xie: Experimental investigation of fretting fatigue of train axles under rotating bending, *Adv Mat Res*, **291** (2011), 1110. <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMR.291-294.1110>
- 47) G. Gurer and C. H. Gur: Failure analysis of fretting fatigue initiation and growth on railway axle press-fits, *Eng Fail Anal*, **84** (2018), 151. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2017.06.054>
- 48) F. Siegfried, K. Philippe and V. Leo: Quantification of fretting damage, *Wear*, **200** 1 (1996), 186. [https://doi.org/10.1016/S0043-1648\(96\)07306-1](https://doi.org/10.1016/S0043-1648(96)07306-1)
- 49) C. Steven: Fatigue properties of railway axles: New results of full-scale specimens from Euraxles project, *Int J Fatigue*, **86** (2016), 2. <https://doi.org/10.1016/j.ijfatigue.2015.11.028>
- 50) M. A. Chowdhury, M. A. Kowser, Q. M. Zobaer Shah and S. Das: Characteristics and damage mechanisms of bending fretting fatigue of materials. *Int J Damage Mech* **27** 4 (2017). <https://doi.org/10.1177/1056789517693412>
- 51) 武藤陸治: フレッシング疲労の破壊機構, 材料, **46** 11 (1997), 1233. <https://doi.org/10.2472/jsms.46.1233>
- 52) 濱田繁, 迫田優, 佐々木大輔, 上田正浩, 野口博司: 微視組織構造に注目したパーライト鋼の疲労限度特性評価について, 材料, **60** 9 (2011), 790. <https://doi.org/10.2472/jsms.60.790>
- 53) 青井静夫: チェンコンベヤ, 東京, 八雲書店, (1958), 295.
- のだ・なおあき NODA Nao-Aki
1984 九州大学大学院工学研究科機械工学専攻博士課程修了。九州工業大学工学部講師・助教授を経て、教授。焼嵌め式ローラや特殊ボルト等の産学連携に関する研究に従事。日本設計工学会論文賞受賞。日本機学会材料力学部門賞業績賞、日本機械学会フェロー。自動車技術会フェロー。2019-2021 日本材料学会九州支部長。2022.04 九州工業大学名誉教授。
- さの・よしかず SANO Yoshikazu
1967 九州大学大学院機械修了。日立金属入社。1992 技師長。1996 九州大学より博士(工学)授与。学術研究員、九州工業大学支援研究員を経て(株)ホーシン技術顧問。焼嵌め式ローラの構造設計に関する研究に従事。(公社)日本設計工学会 2019 年度論文賞受賞。
- たかせ・やすし TAKASE Yasushi
1985 九州工業大学技術職員。1993 同工学部設計生産工学科夜間主コース卒業。2002 技術専門職員。2007 「任意寸法の試験片に対して正確な応力集中係数を与える計算式に関する研究」で博士(工学)。2020 年度日本塑性加工学会教育賞受賞。
- ほった・げんじ HOTTA Genji
1979 九州工業大学卒業。(株)日鉄エレックスを経て2008 有明工業高等専門学校機械工学科教授。2012 熊本大学より博士(工学)授与。2019 より九州工業大学客員教授, 2021 西日本工業大学客員教授。日本技術士会ものづくり部会長。2021 年度技術士功労章受章。